

ПОВЫШЕНИЕ КПД СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА ПЕРЕСТРОЙКОЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА ПОД СВЕТОПРОЗРАЧНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Берг И.А., Батмунх С.

УрФУ, АН Монголии, berg77777@gmail.com

При интенсивности падающей на коллектор [1] солнечной радиации q количество лучистой энергии, поглощённой поверхностью теплоприёмника, равно $q_{\text{погл}} = k_{\text{вх}} * \varepsilon * q$. (Здесь $k_{\text{вх}}$ – коэффициент вхождения солнечной радиации через светопрозрачное ограждение коллектора; ε – степень черноты поверхности коллектора). Часть теплоты радиации, равная $q - q_{\text{погл}} = (1 - k_{\text{вх}} * \varepsilon) * q$, теряется в окружающую среду при взаимодействии со светопрозрачным ограждением коллектора. Величина $k_{\text{вх}} * \varepsilon$, равная $q_{\text{погл}}/q$, практически является оптическим КПД коллектора. В часы наиболее эффективной работы, когда угол между векторами лучистой энергии солнца и нормали к поверхности теплоприёмника составляет не более $40...50^\circ$, оптический КПД коллектора обычно находится в пределах $65...72\%$.

Часть уже поглощённой коллектором энергии теряется за счёт переноса её конвекцией от греющей панели к светопрозрачному покрытию и затем – теплопроводностью через материалы и воздушные прослойки последнего. Тепловые потери через тыльную и боковые стороны коллектора при качественно выполненной теплоизоляции незначительны.

Уравнение теплового баланса солнечного коллектора в стационарных условиях с учётом указанных тепловых потерь $q_{\text{п1}}$ и $q_{\text{п2}}$ имеют вид

$$\varepsilon_{\text{вх}} * \varepsilon * q = q_{\text{ж}} + q_{\text{п1}} + q_{\text{п2}}, \quad (1)$$

здесь $q_{\text{ж}}$ – полезная теплота, идущая на нагрев теплоносителя (воды); $q_{\text{п1}}$ – тепловые потери через прозрачное ограждение; $q_{\text{п2}}$ – то же через тыльную и боковые изолированные стенки коллектора. КПД нагревателя в общем виде равен:

$$\eta = \frac{k_{\text{вх}} * \varepsilon * q - (q_{\text{п1}} + q_{\text{п2}})}{q}. \quad (2)$$

Теплопотери $q_{\text{п1}}$, по нашим расчетам, составляют заметную величину и, естественно, их снижение даст заметное повышение КПД, наряду с улучшением оптических характеристик коллектора. На величину $q_{\text{п2}}$ оказывают влияние термические сопротивления: теплопроводности воздушных прослоек, находящихся между теплоприёмником – панелью и внутренним стеклом ($\delta_{\text{в1}}/\lambda_{\text{в1}}$), между стёклами (в случае двойного остекления) ($\delta_{\text{в2}}/\lambda_{\text{в2}}$), слоёв стекла ($2\delta_{\text{с}}/\lambda_{\text{с}}$) и теплоотдачи с внешней поверхности остекления ($1/\alpha_{\text{н}}$):

$$q_{\text{п1}} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{вс}}}{\frac{\delta_{\text{в1}}}{\lambda_{\text{в1}}} + \frac{2\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{в2}}}{\lambda_{\text{в2}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}. \quad (3)$$

Проанализируем численные показатели конкретного примера расчёта тепловых потерь солнечного коллектора с прозрачной изоляцией из одного слоя оконного стекла толщиной 3 мм при зазоре $\delta_{\text{в1}}=40$ мм. Например, примем интенсивность падающей солнечной радиации $q=609$ Вт/м² (цифра, характерная для Забайкалья и Средней Монголии).

При оптическом КПД $k_{\text{вх}} * \varepsilon=70,2\%$, поглощённая радиация составит $q_{\text{погл}} = k_{\text{вх}} * \varepsilon * q = 4276$ Вт/м². При практически приемлемом значении произ-

водительности коллектора по горячей воде $M_f = 3,3 \text{ л/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ и температуре воды на входе в коллектор $t_{ж1} = 7^\circ \text{C}$, на выходе $t_{ж2} = 70^\circ \text{C}$ и наружного воздуха $t_{oc} = +10^\circ \text{C}$, полезная теплота составит величину $q_{ж} = M_f \cdot c_{рж} \cdot (t_{ж2} - t_{ж1}) = 2588 \text{ Вт/м}^2$, $\eta = q_{ж}/q = 42,5 \%$. Это соответствует оптическим потерям $q - q_{погл} = 81,4 \text{ Вт/м}^2$ и суммарным потерям теплоты по теплопередаче через остекление и тыльную стенку – $(q_{п1} + q_{п2}) = 168,8 \text{ Вт/м}^2$. Тогда при стабилизированном ламинарном течении воды коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде, которая движется по трубе диаметром 15 мм, равен $\alpha_{ж} = 183,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Отсюда, при средней температуре воды $t_{ж} = 38,5^\circ \text{C}$, температуры стенки трубки (панели) и стекла соответственно равны $t_r = 43,3^\circ \text{C}$ и $t_c = 13,3^\circ \text{C}$. Тогда по аналогичной формуле (3), записанной для однослойного остекления, можно определить потерю теплоты по теплопередаче через него. Она составляет $q_{п1} = 75 \text{ Вт/м}^2$. Таким образом, $q_{п1}$ составляет 21,4 % от всех тепловых потерь коллектора.

Поэтому к одному из способов увеличения КПД можно отнести уменьшение теплопередачи через остекление. Из сравнения величин термических сопротивлений прозрачной изоляции коллектора можно увидеть, что для одного слоя остекления решающим фактором качества тепловой изоляции является термическое сопротивление воздушной прослойки, находящейся между теплоприёмником (панелью) и стеклом. Однако на величину термического сопротивления прослойки сильное влияние оказывает естественная конвекция воздуха в зазорах. Как известно, она увеличивает эффективную теплопроводность воздушной прослойки $\lambda_{з1}$. Если рассчитать параметр $(Gr \cdot Pr)_{b,\delta}$, который определяет влияние естественной конвекции на эффективную теплопроводность воздуха, находящегося в ограниченном пространстве, то он составляет $(Gr \cdot Pr)_{b,\delta} = 1,66 \cdot 10^5$. При этом коэффициент конвекции $\epsilon_k = 3,86$. Тогда эффективная теплопроводность воздуха в прослойке $\lambda_z = \epsilon_k \cdot \lambda_b = 3,86 \cdot 2,64 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$, т.е. теплопроводность воздушной прослойки в условиях его конвективного движения почти в 4 раза больше теплопроводности аналогичного слоя неподвижного воздуха. Отсюда – уменьшить теплотери через остекление можно устранением естественной циркуляции (местных контуров циркуляции) воздуха в зазоре между теплоприёмником и стеклом.

Параметры воздушной прослойки, обеспечивающие отсутствие заметной естественной конвекции, можно найти из выражения [2]:

$$Gr \cdot Pr < 124 \cdot Pr^{0,8} \cdot (0,955 + Pr) \cdot l / \delta_b, \quad (4)$$

где $Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_r - t_c) \cdot \delta_b^3}{\nu^2} \cdot Pr$ (здесь β и ν – коэффициенты объёмного расширения и кинематическая вязкость воздуха при температуре $t = 0,5 \cdot (t_r - t_c)$; δ_b – толщина прослойки, l – высота ячейки местных контуров циркуляции, Gr и Pr – числа Грасгофа и Прандтля, соответственно. Анализ выражения (4) позволяет предложить способ уменьшения теплотерь через охлаждение путём разделения зазора между теплоприёмником и стеклом горизонтальными перегородками на ячейки высотой l , удовлетворяющей этому условию при $Gr \cdot Pr < 10^3$. Тогда для шага разделения зазора по его длине можно записать условие $l < 6,48 \cdot \delta_b$.

Разделяя воздушный зазор рассматриваемого в примере расчёта коллектора на горизонтальные ячейки высотой $l=200$ мм, можно добиться уменьшения теплопотерь до $21,2 \text{ Вт/м}^2$. При этом КПД возрастает до $51,3 \%$.

Для солнечного коллектора с однослойным остеклением таким путём можно повысить КПД на $8 \dots 10 \%$. Для коллектора с двухслойным остеклением это повышение составляет несколько меньшую величину.

Таким образом, наряду с теплоизоляцией бака-аккумулятора и самого солнечного нагревателя (с тыльной и боковых сторон), потери теплоты могут быть заметно снижены установкой поперечных рёбер – перегородок с целью ослабления конвективных токов среды в зазоре между греющей панелью и прозрачным покрытием. Поскольку взятые из [2] и использованные нами критериальные выражения проверены многолетней практикой, то можно с уверенностью утверждать, что результаты приведённых нами расчётов будут иметь место при установке описанных перегородок в воздушном зазоре «стенка коллектора – стекло».

Библиографический список

1. Берг И.А. Экспериментальная проверка возможности использования солнечной энергии в условиях Среднего Урала // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки работ студентов, аспирантов и молодых учёных, 22-26 ноября 2010 г. Екатеринбург: УрФУ, 2010. С. 339-341.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

МЕТОД ДИНАМИЧЕСКОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ В РЕШЕНИИ ИЕРАРХИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ МАРШРУТИЗАЦИИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ОПТИМИЗАЦИИ ДЕМОНТАЖА РАДИОАКТИВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Богословская А.В., Сесекин А.Н., Ташлыков О.Л., Щеклеин С.Е.
УрФУ, otashlykov@list.ru*

Ченцов А.Г., Институт механики и математики УрО РАН

Маршрутная оптимизация при выполнении работ является эффективным способом минимизации дозовых затрат за счет уменьшения времени пребывания персонала в радиационных полях.

Работы по построению методов и алгоритмов решения задач маршрутной оптимизации, ориентированных на применение в прикладных задачах атомной энергетики (определение оптимального маршрута перемещения в нестационарных радиационных полях, определение оптимальной последовательности демонтажа радиоактивного оборудования при выводе АЭС из эксплуатации, оптимизация перестановки тепловыделяющих сборок при перегрузки ядерных реакторов), ведутся на протяжении ряда лет специалистами кафедр «Атомные станции и ВИЭ» и «Прикладная математика» Уральского федерального университета в тесном сотрудничестве с Институтом математики и механики Уральского отделения Российской академии наук. Полученные научные результаты являются новыми в мировой практике.